



УДК 621.515

## ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ВЕРИФИКАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАГНЕТАТЕЛЯ

## PARAMETRIC VERIFICATION OF THE CENTRIFUGAL COMPRESSOR

**Калинин Илья Александрович**, студент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: kalininilia1996@gmail.com. Тел.: +7(904)542-02-21

**Седунин Вячеслав Алексеевич**, канд. техн. наук, доцент каф. «Турбины и двигатели», Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина, Россия, 620002, г. Екатеринбург, ул. Мира, 19. E-mail: lerr@bk.ru. Тел.: +7(902)254-28-97

**Илья А. Kalinin**, student, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B. N. Yeltsin, 620002, Mira street, 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: kalininilia1996@gmail.com. Ph.: +7(904)542-02-21

**Vyacheslav A. Sedunin**, Dr., Assoc. Prof, Department «Turbines and engines», Ural Federal University named after the first President of Russia B.N.Yeltsin, 620002, Mira str., 19, Ekaterinburg, Russia. E-mail: lerr@bk.ru. Ph.: +7(902)254-28-97

**Аннотация:** В статье рассматривается процесс сравнения и последующей адаптации одномерного газодинамического расчета с результатами численного моделирования.

**Abstract:** The article considers the process of comparison and adaptation of a one-dimensional gas-dynamic calculation with the results of numerical simulation.

**Ключевые слова:** численное моделирование; центробежный нагнетатель; CFD.

**Key words:** numerical simulation; centrifugal compressor; CFD.

### ВВЕДЕНИЕ

Вычислительная газовая динамика (CFD) является важным расчетным методом для всех типов лопаточных машин. Поскольку инженеры все чаще обращаются к результатам CFD и все реже к экспериментальным данным, существует опасность того, что они не будут подвергать результаты расчетов сомнению, и не смогут учесть недостатки численного моделирования при рассмотрении полученных результатов. Следует отметить, что неудовлетворительные результаты моделирования редко публикуются, поэтому складывается ложное впечатление о точности моделирования газодинамики [1]. Целью данной работы является качественная и количественная оценка результатов численного моделирования проточной части центробежного нагнетателя

### ОШИБКИ CFD

Выделяют следующие ошибки CFD [1]:

- 1) Численные ошибки;
- 2) Ошибки моделирования;
- 3) Неизвестные граничные условия;
- 4) Неизвестная геометрия.

### ЧИСЛЕННЫЕ ОШИБКИ

Численные ошибки возникают из-за конечно-разностных аппроксимаций, которые неизбежны при любом численном методе. Самое распространенное численное приближение состоит в том, что свойства потока изменяются линейно между двумя ячейками сетки, следовательно, получаемая погрешность пропорциональна второй производной рассматриваемого параметра потока [1].

Таким образом, ошибки будут происходить в регионах, где как производные, так и расстояние между узлами сетки велико. На рис. 1 продемонстрированы численные аппроксимации при расчетной сетке разной густоты.

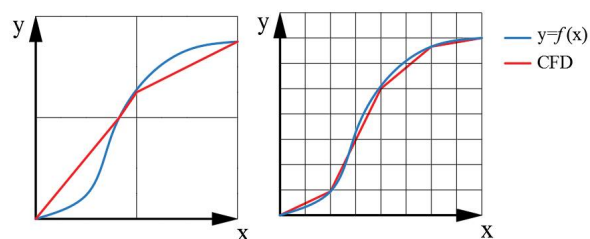


Рис. 1. Численные аппроксимации при расчетной сетке разной густоты.

## ОШИБКИ МОДЕЛИРОВАНИЯ

Ошибки моделирования возникают из-за модели турбулентности и моделирования плоскостей смешивания, которые необходимы для обеспечения устойчивых решений в межлопаточном канале. Каждая модель турбулентности дает свой результат, но ни одна из них не даст однозначно верного [1]. Наглядным примером ошибок моделирования может быть выходная кромка лопатки рабочего колеса, т.к. поток на ней всегда не устойчив. При моделировании поток между спинкой и корытцем не отделяется равномерно, а остается прикрепленным на некотором расстоянии. В результате образуется высокая кривизна линий тока, которая генерирует пониженное статическое давление на выходной кромке. На рис. 2 продемонстрированы контуры статического давления в межлопаточном канале рабочего колеса (РК) нагнетателя с ошибкой моделирования на выходной кромке.

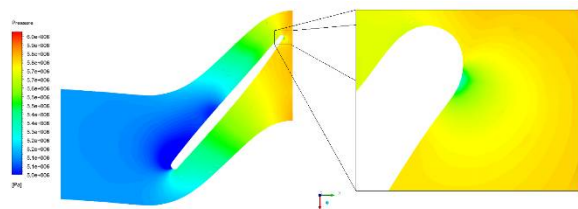


Рис. 2. Контурные статического давления РК с ошибкой моделирования на выходной кромке

## НЕИЗВЕСТНЫЕ ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ

Граничные условия играют важную роль в реальной машине, но они почти никогда не известны точно. Как правило, граничными условиями, используемыми для расчетов лопаточных машин, являются распределение давления, температуры и угла потока на входе в расчетную геометрию, а также значение статического давления или расхода на выходе. Что касается турбулентности, то величина ее интенсивности в межлопаточном канале может быть задана на входе в расчетную модель для воздействия на процесс смешивания потока. Толщина пограничного слоя и профиля скоростей являются важными факторами, влияющими на потери, но в практике описать состояние пограничного слоя наверняка невозможно [1]. Многочисленные расчеты показали, что модель турбулентности кардинально не влияет на точность расчета, поэтому использование моделей турбулентности, требующих  $y^+ < 30$ , приведет только к существенному росту расчетного времени. Но следует отметить, что каждая модель турбулентности уникальна, поэтому выбор той или иной модели должен быть обоснован или подкреплен экспериментальными данными. На рис. 3 продемонстрировано распределение интен-

сивности турбулентности моделей k-ε и sst при одинаковом статическом давлении на выходе из РК.

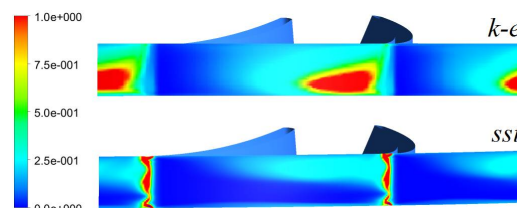


Рис. 3. Интенсивность турбулентности моделей k-ε и sst

## ВЫВОДЫ ПО ОШИБКАМ CFD

Ошибки CFD не локализованы, поэтому любая из перечисленных ошибок может повлиять на результат в целом. Результаты о потерях, эффективности и границах помпажа нагнетателя, скорее всего, будут ошибочными, поэтому наиболее важным результатом CFD является возможность понимания физики потока [1].

## ОДНОМЕРНЫЙ РАСЧЕТ

Верификация выполнена на заданную рабочую точку нагнетателя. Первым этапом выполнен одномерный газодинамический расчет (ОГР), целью которого является определение действительного напора и получение треугольников скоростей. Основными зависимостями одномерного расчета являются закон сохранения массового расхода (1) и уравнение движения Эйлера (2).

$$G = \rho_1 F_1 C_1 = \rho_2 F_2 C_2 \quad (1)$$

$$H_D^{CT} = u_2 C_{2u} - u_1 C_{1u} \quad (2)$$

В ОГР внесены допущения, которые не учитывают механические потери и потери энергии в межлопаточном канале, изменение удельной теплоемкости при постоянном давлении ( $C_p$ ) при повышении давления и температуры, а также принят угол потока в абсолютном движении на входе в рабочее колесо ( $\alpha$ )  $\alpha=90^\circ$ . Однако, следует отметить, что разработанные по данной методике центробежные нагнетатели подтвердили свою работоспособность, а значит, данная методика может быть использована в качестве сравнения.

## ПРИВЕДЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК

Перед численным моделированием необходимо привести характеристики нагнетателя по газовой постоянной, поскольку модели рабочего тела, как правило, имеют табличное значение молярной массы, которая обратно пропорциональна газовой постоянной рабочего тела. Привести объемную производительность и мощность возможно с помощью зависимостей (3) и (4) [3].

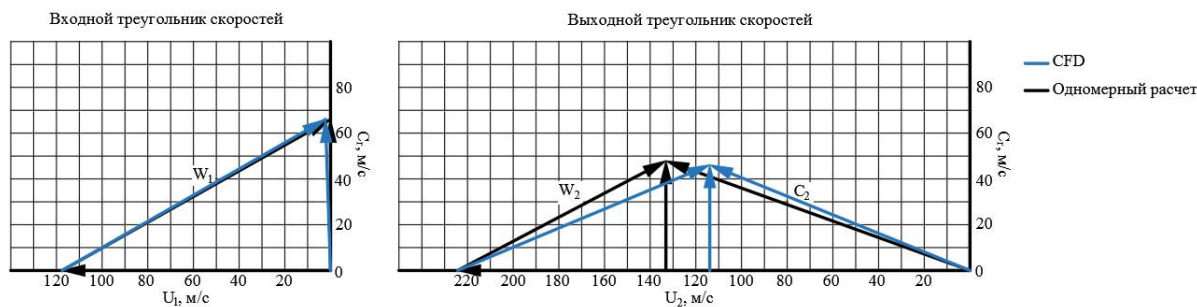


Рис. 4. Треугольники скоростей одномерного расчета и CFD

$$Q_{np} = Q \sqrt{\frac{R_{np}}{R}} \quad (3)$$

$$\left[ \frac{N_i}{p} \right]_{np} = \left[ \frac{N_i}{p} \right] \sqrt{\frac{R_{np}}{R}} \quad (4)$$

## РЕЗУЛЬТАТЫ МОДЕЛИРОВАНИЯ

На рис. 4 продемонстрированы треугольники скоростей ступени одномерного расчета и CFD. На рис. 5 продемонстрирована расчетная напорно-расходная характеристика на номинальной частоте вращения и характеристика CFD.

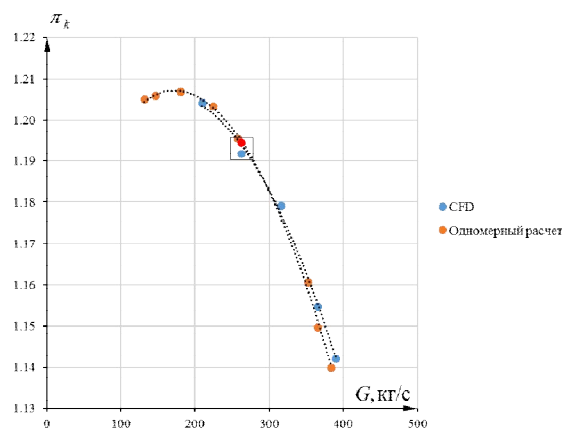


Рис. 5. Расчетная напорно-расходная характеристика и характеристика CFD

Качественно характеристика численного моделирования попадает в характеристику одномерного расчета, за исключением границ помпажа, поскольку нарушается газодинамическая устойчивость в численной модели. Следует отметить, что границы помпажа определяются опытным путем, поэтому сравнение границ с одномерным расчетом нецелесообразно.

Количественно температура на выходе из РК меньше на 0,5% - это привело к уменьшению

действительного напора и возрастанию политропного КПД на 16,8% по сравнению с одномерным газодинамическим расчетом. Что касается кинематики потока, то получено полное совпадение параметров на входе в РК. Отклонение окружных проекции абсолютной скорости в сумме дает 16,8%, что соответствует отклонению действительного напора и уравнению движения Эйлера.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Причиной пониженной температуры на выходе из рабочего колеса является уравнение (5), описывающее изменение изобарической теплоемкости в зависимости от температуры рабочего тела. При несогласовании констант полиномы возникнет погрешность, которая отражается на температуру потока. Величину констант уравнения (5) можно отнести к неизвестным граничным условиям, поскольку их точное описание возможно экспериментально.

$$\frac{C_p}{R} = a_1 + a_2 T + a_3 T^2 + a_4 T^3 + a_5 T^5 \quad (5)$$

## БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. John D Denton. Some limitations of turbomachinery CFD// Proceedings of the ASME Turbo Expo 2010: Power for Land, Sea and Air, GT 2010, June 14-18, 2010, Glasgow, UK.
2. David Japikse. Centrifugal Compressor Design and Performance. Concepts Etc, 1996. 387 p.
3. Ревзин Б.С. Особенности конструирования одно и двухступенчатых нагнетателей природного газа: Учебное пособие. Екатеринбург: УГТУ-УПИ, 2000. 102 с.
4. Седуни В.А., Блинов В.Л., Бегетнев П.С., Дяттерева Е.Ю., Машечкин Н.В., Помелов Д.Н. Моделирование физических процессов в турбомашинах: Учебно-методическое пособие. Екатеринбург: УрФУ, 2016. 128 с.